

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 08-183470  
 (43)Date of publication of application : 16.07.1996

(51)Int. Cl.

B62D 6/00  
 B60T 8/58  
 B62D 5/07  
 // B62D101:00  
 B62D111:00  
 B62D137:00

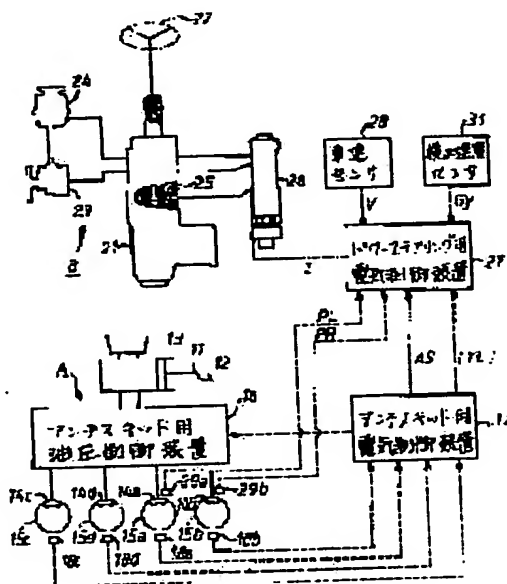
(21)Application number : 06-328192 (71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP  
 (22)Date of filing : 28.12.1994 (72)Inventor : ONUMA YUTAKA

## (54) POWER STEERING FOR VEHICLE

## (57)Abstract:

PURPOSE: To enable the easy correction of deviation of a vehicle caused by braking force difference between lateral wheels even in the case of an anti-skid device being actuated when the lateral wheels are on the road surface with different friction coefficients.

CONSTITUTION: A power steering electrical control unit 27 receives an anti-skid operating signal AS from an anti-skid electrical control unit 17 and detection signals, indicating braking oil pressure PL, PR to be supplied to wheel cylinders 14a, 14b for lateral front wheels 15a, 15b, from oil pressure sensors 29a, 29b so as to detect that an anti-skid device is in operation and that the braking force difference between the lateral front wheels is large. Upon detection, oil pressure supplied to reaction adjusting mechanism 25 in a control valve 21 is controlled by controlling a solenoid valve 26 so as to reduce steering reaction imparted to the operation of a steering wheel 22 by the reaction adjusting mechanism 25.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 02.06.1999  
 [Date of sending the examiner's decision of rejection]  
 [Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted]

registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] '3052763

[Date of registration] 07. 04. 2000

[Number of appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of requesting appeal against  
examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998, 2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-183470

(43) 公開日 平成8年(1995)7月16日

(51) Int. CL <sup>4</sup>	識別記号	庁内整理番号	P I	技術表示箇所
B 6 2 D 8/00				
B 6 0 T 8/58		A		
B 6 2 D 8/07		Z		
/ B 6 2 D 101:00				
111:00				

審査請求 未請求 請求項の数2 OL (全9頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平6-328192

(22) 出願日 平成8年(1994)12月28日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 大沼 豊

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

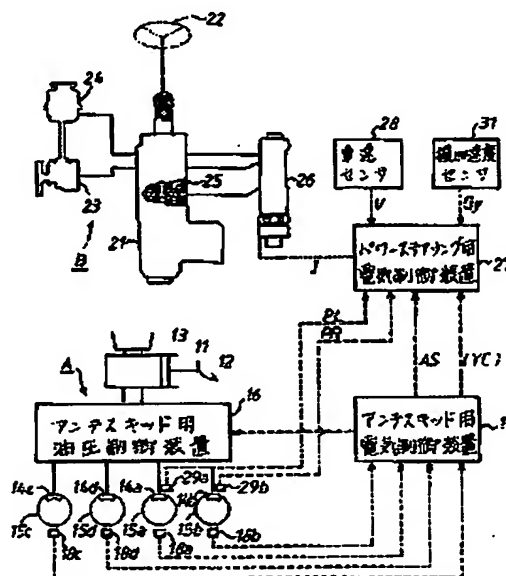
(74) 代理人 弁理士 長谷 限一 (外2名)

(54) 【発明の名称】 車両のパワーステアリング装置

(57) 【要約】

【目的】 左右輪が異なる摩擦係数の路面上にあるときにアンチスキッド装置が作動しても、左右輪間の制動力差に起因した車両の偏向を容易に修正することができるようにする。

【構成】 パワーステアリング用電気制御装置27はアンチスキッド作動信号ASをアンチスキッド用電気制御装置17から入力するとともに、左右前輪15a、15b用のホイールシリンダ14a、14bに供給されるブレーキ油圧PL、PRを表す検出信号を油圧センサ29a、29bから入力して、アンチスキッド装置が作動中でありかつ左右前輪15a、15bの制動力差が大きいことを検出する。この検出時には、電磁バルブ26を制御することにより制御バルブ21内の反力可変機構25に供給される油圧を制御して、反力可変機構25によって操舵ハンドル22の操作に対して付与される操舵反力を軽減する。



(2)

特開平8-183470

1

2

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 車輪に制動力を付与するための制動液圧を調整可能な制動液圧制御装置を搭載した車両に適用され、操舵ハンドルに付与されて車両の操舵に必要な操舵トルクを調整可能な操舵トルク調整手段を備えたパワーステアリング装置において、前記制動液圧制御装置の作動中であって左右輪の制動力差が大きいたとき前記操舵トルク調整手段を制御して前記必要な操舵トルクを軽減する第1制御手段を設けたことを特徴とする車両のパワーステアリング装置。

【請求項2】 前記請求項1に記載の車両のパワーステアリング装置において、車両の旋回状態を検出する検出手段と、前記検出手段によって車両の旋回状態が検出されたとき前記第1制御手段による操舵トルクの軽減を抑制又は禁止する第2制御手段とを設けたことを特徴とする車両のパワーステアリング装置。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、例えばアンチスキッド装置のような制動液圧制御装置を搭載した車両に適用され、操舵反力可変装置、操舵アシスト力可変装置などの操舵ハンドルに付与されて車両の操舵に必要な操舵トルクを調整可能な操舵トルク調整手段を備えたパワーステアリング装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来、この種の装置としては、制動液圧制御装置としてのアンチスキッド装置の作動中には、操舵トルク調整機構としての操舵反力可変装置によって操舵反力を増加させることにより、同アンチスキッド装置の作動に關係した左右輪間の制動力差による操舵ハンドルの円周方向の振動を防止しようとしたものがある（例えば、実開昭64-28368号公報参照）。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 左右輪が異なる摩擦係数の路面上にあるときアンチスキッド装置のような制動液圧制御装置が作動すると、左右輪間の制動力差のために車両は高い路面摩擦係数を有する車輪側に偏向する傾向にあるので、運転者はこの車両の偏向を修正操舵する必要がある。しかし、上記従来の装置にあっては、このような場合にも操舵反力が増加して車両を操舵するのに大きな操舵トルクを必要とするようになるので、運転者が前記修正操舵を行いにくなくなるという問題がある。

【0004】 本発明は上記問題に対処するためになされたもので、その第1の目的は、左右輪が異なる摩擦係数の路面上にあるときに制動液圧制御装置が作動しても、車両の操舵に必要な操舵トルクを軽減することにより左右輪間の制動力差に起因した車両の偏向を容易に修正することができるようにしたことにある。また、本発明の第2の目的は、車両が旋回状態にあるときには前記操舵トルクの軽減を抑制又は禁止することにより、操舵トルク

の軽減による車両の旋回トレース性の悪化を防止することにある。

【0005】

【課題を解決するための手段】 上記第1の目的を達成するために第1の発明の構成上の特徴は、制動液圧制御装置の作動中であって左右輪の制動力差が大きいたとき、操舵トルク調整手段を制御して車両を操舵するために必要な操舵トルクを軽減する第1制御手段を設けたことにある。

10 【0006】 また、上記第2の目的を達成するために第2の発明の構成上の特徴は、車両の旋回状態を検出する検出手段と、前記検出手段によって車両の旋回状態が検出されたとき前記第1制御手段による操舵トルクの軽減を抑制又は禁止する第2制御手段とを設けたことにある。

【0007】

【発明の作用・効果】 上記のように構成した第1の発明によれば、制動液圧制御装置が作動中であって左右輪の制動力差が大きいたときには、第1制御手段が操舵トルク調整手段を制御して車両を操舵するために必要な操舵トルクを軽減する。したがって、左右輪が異なる摩擦係数の路面上にあるときに制動液圧制御装置が作動して、車両が左右輪間の制動力差のために偏向しても、操舵ハンドルの操作が軽くなるので、前記車両の偏向が容易に修正されて車両の操安性が良好に保たれる。

20 【0008】 また、上記のように構成した第2の発明によれば、車両が旋回状態にあれば、第2制御手段は検出手段と協働して前記第1制御手段による操舵トルクの軽減を抑制又は禁止する。したがって、制動液圧制御装置が作動中であって左右輪の制動力差が大きいたとき、車両が旋回状態にあれば、車両を操舵するために必要な操舵トルクが大きく保たれるので、車両の旋回トレース性の悪化が防止されて車両の操安性が良好になる。

【0009】

【実施例】 以下、本発明の実施例を図面を用いて説明すると、図1は車両に搭載したブレーキ装置A及びパワーステアリング装置Bを概略的に示している。

30 【0010】 ブレーキ装置Aはマスタシリンダ11を備え、同シリンダ11はブレーキペダル12の踏み込み操作時にリザーバ13からホイールシリンダ14a～14dにブレーキ油を供給する。ホイールシリンダ14a～14dは左右前輪15a、15b及び左右後輪15c、15dにそれぞれ対応して設けられて、前記ブレーキ油の供給により各輪15a～15dに制動力を付与する。マスタシリンダ11とホイールシリンダ14a～14dの間にはアンチスキッド用油圧制御装置16が介装され、同油圧制御装置16はアンチスキッド用電気制御装置17により制御されるようになっている。これらのアンチスキッド用油圧制御装置16及びアンチスキッド用電気制御装置17がアンチスキッド装置（制動液圧制御

特開平8-183470

(3)

4

装置)を構成するもので、アンチスキッド用電気制御装置17には各輪15a~15dの各車輪速をそれぞれ検出する車輪速センサ18a~18dがそれぞれ接続されている。

【0011】アンチスキッド用電気制御装置17は車輪速センサ18a~18dから入力した各検出車輪速に基づいて各輪15a~15dのスリップ状態を検出し、同スリップ状態の検出時には各ホイールシリンダ14a~14dに対するブレーキ油の増圧、減圧及び保持を衰す制御信号をアンチスキッド用油圧制御装置16に出力する。アンチスキッド用油圧制御装置16は前記制御信号に応じてマスタシリンダ11から各ホイールシリンダ14a~14dに供給されるブレーキ油の圧力を可変制御して、ブレーキペダル11の踏み込み操作時に各輪15a~15dがロックしないようにしている。また、前記のような各輪15a~15dのスリップに伴った各ホイールシリンダ14a~14dに対するブレーキ油の増圧、減圧及び保持の制御時には、ハイレベル"1"によりアンチスキッド装置の作動中を衰すアンチスキッド作動信号ASがアンチスキッド用電気制御装置16から出力される。なお、このアンチスキッド作動信号ASは通常ローレベル"0"に保たれている。

【0012】パワーステアリング装置Aはロータリバルブで構成された制御バルブ21を備えている。制御バルブ21は操舵ハンドル22の回動操作に応じて左右前輪15a、15bを操舵するためのパワーシリンダ(図示しない)に対する作動油の給排を制御して、操舵ハンドル22の回動操作をアシストする。制御バルブ21には前記作動油の給排のために油圧ポンプ23及びリザーバ24が接続されており、また同バルブ21内には操舵ハンドル22の回動操作に対して操舵反力を付与する(前記アシスト力を減少させる)とともに同操舵反力を可変にするための反力可変機構25(操舵トルク調整手段)が組み込まれている。

【0013】反力可変機構25は供給油圧が高くなるにしたがって操舵反力を増加させるための油圧反力室を有し、同油圧反力室の油圧は制御バルブ21を介して油圧ポンプ23及びリザーバ24に接続された電磁バルブ26により制御されるようになっている。電磁バルブ26はパワーステアリング用電気制御装置27により制御され、同電気制御装置27からの制御電流が大きくなるにしたがって油圧反力室に供給する油圧を減少させて、反力可変機構25による操舵反力を減少させる(パワーステアリング装置Bによる操舵アシスト力を増加させる)。

【0014】パワーステアリング用電気制御装置27はマイクロコンピュータ、駆動回路などにより構成されており、図2のフローチャートに対応したプログラムを実行することにより前記制御電流値Iを決定して同決定した電流値Iに等しい制御電流を電磁バルブ26に出力す

る。また、パワーステアリング用電気制御装置27には、前記制御電流値Iを決定するために、アンチスキッド用電気制御装置17からのアンチスキッド作動信号AS、車速センサ28により検出された車速Vを表す検出信号、及び油圧センサ29a、29bにより検出されたブレーキ油圧PL、PRを表す検出信号が入力される。油圧センサ29a、29bは左右前輪15a、15b用のホイールシリンダ14a、14bに供給されるブレーキ油圧をそれぞれ検出するものであり、ブレーキ油圧PL、PRは左右前輪15a、15bに付与される各制動力の大きさをそれぞれ表す。

【0015】次に、上記のように構成した実施例の動作を図2のフローチャートに沿って説明すると、パワーステアリング用電気制御装置27はイグニッションスイッチ(図示しない)の投入により図2のステップ100にてプログラムの実行を開始する。このプログラムの実行開始後、パワーステアリング用電気制御装置27はステップ102にて車速センサ28から車速Vを表す検出信号及び油圧センサ29a、29bからブレーキ油圧PL、PRを表す検出信号を入力し、ステップ104にて内蔵のテーブル(図3)を参照することにより前記入力した車速Vに対応した基準電流値I<sub>0</sub>を決定する。次に、パワーステアリング用電気制御装置27はステップ106にてアンチスキッド用電気制御装置17からアンチスキッド作動信号ASを入力して、同信号ASに基づいてアンチスキッド装置が作動中であるかを判定する。

【0016】いま、アンチスキッド装置が作動中でなくてアンチスキッド作動信号ASがローレベル"0"であれば、パワーステアリング用電気制御装置27はステップ106にて「NO」と判定してプログラムをステップ108、110に進める。ステップ108においては、後述するアンチスキッド装置の作動時間を計測するための内蔵の目定式タイマ回路をリセットすなわちタイマカウンタ値Iを「0」に設定する。ステップ110においては制御電流値Iを前記ステップ104の処理により決定した基準電流値I<sub>0</sub>に設定する。そして、ステップ112にて前記設定した制御電流値Iに等しい制御電流を電磁バルブ26に出力する。

【0017】電磁バルブ26は前記供給された制御電流に応じた油圧を反力可変機構25の油圧反力室に供給して、操舵ハンドル22の回動操作に対して操舵反力を付与する。この場合、反力可変機構25による操舵反力は制御電流の増加にしたがって減少し、また制御電流(基準電流値I<sub>0</sub>)は図3からも明かなように車速Vの増加にしたがって減少するので、操舵ハンドル22には車速Vの増加にしたがって増加する操舵反力が付与されることになる。これにより、車両の低速走行時には軽快な操舵ハンドル22の回動操作が期待されて車両の旋回性能が向上し、車両の高速走行時には安定した操舵ハンドル

特開平8-183470

6

(4)

22の回動操作が期待されて車両の走行安定性が良好となる。

【0018】一方、アンチスキッド装置が作動中であってアンチスキッド作動信号ASがハイレベル「1」であれば、パワーステアリング用電気制御装置27はステップ106にて「YES」と判定してプログラムをステップ114~122に進める。ステップ114においては前記ステップ102の処理により入力したブレーキ油圧PL、PRの差の絶対値 $|PL-PR|$ を計算して、同絶対値 $|PL-PR|$ を左右前輪29a、29bの第1制動力差 $\Delta P_1$ として設定する。ステップ116においては、内蔵のテーブル(図4)を参照することにより前記計算した第1制動力差 $\Delta P_1$ に対応した第2制動力差 $\Delta P_2$ を決定する。次に、ステップ118にて第2制動力差 $\Delta P_2$ に正の係数Kを乗算することにより第1電流補正值 $I_1$ を計算し、ステップ120にて第1電流補正值 $I_1$ をタイマカウント値tに「1」を加算した値 $t+1$ で除算することにより第2電流補正值 $I_2$ を計算する。この場合、タイマカウント値tは前記ステップ108の処理によりアンチスキッド装置の非作動中には「0」にリセットされていて、アンチスキッド装置が作動し始めてからの経過時間を表すので、第2電流補正值 $I_2$ はアンチスキッド装置の作動開始からの経過にしたがって第1電流補正值 $I_1$ を徐々に減少させた値を表すことになる。

【0019】前記ステップ120の処理後、ステップ122にて基準電流値 $I_0$ に第2電流補正值 $I_2$ を加算することにより制御電流値 $I$ を計算して、ステップ112にて同計算した制御電流値 $I$ に等しい制御電流を電磁バルブ26に出力する。電磁バルブ26は前述の場合と同様に反力可変機構25による操舵反力を供給された制御電流に応じて制御する。

【0020】この場合、図4からも明かなように、第1制動力差 $\Delta P_1$ が予め決めた所定圧力差 $P_0$ より大きいとき第2制動力差 $\Delta P_2$ は正の値となり、第1制動力差 $\Delta P_1$ が所定圧力差 $P_0$ 以下のとき第2制動力差 $\Delta P_2$ は「0」であるので、左右前輪15a、15bの制動力差が所定値より大きいときのみ制御電流値 $I$ は同制動力差が大きくなるにしたがって増加する側に修正される。その結果、アンチスキッド装置が作動中であって左右前輪15a、15bの制動力差が大きいときには、反力可変機構25によって付与される操舵反力が軽減制御されて、車両の操舵に必要な操舵トルクが軽減される。また、この操舵反力及び操舵トルクの軽減の度合は、前記制動力差が大きくなるにしたがって増加する。したがって、左前後輪15a、15cと右前後輪15b、15dが異なる摩擦係数の路面上にあるときにアンチスキッド装置が作動し、左前後輪15a、15cと右前後輪15b、15dとの制動力差のために車両にヨーレートが発生して同車両が偏向しても、操舵ハンドル22の操作が

軽くなるので、前記車両の偏向が容易に修正されて車両の操安性が良好に保たれる(図5参照)。

【0021】また、第2電流補正值 $I_2$ はステップ120の処理によりアンチスキッド装置の作動開始からの経過にしたがって徐々に減少するので、操舵ハンドル22の操作に対する操舵反力(車両の操舵に必要な操舵トルク)の軽減の度合はアンチスキッド装置の作動開始から徐々に小さくなる。これにより、図5にも示すように、アンチスキッド装置の作動中における発生ヨーレート $\gamma$ が経過にしたがって収束していき、左右前輪15a、15bの修正操舵量が徐々に減少して同左右前輪15a、15bの修正操舵が不要となった場合には、操舵反力のある程度大きくして車両の走行安定性を確保することができる。

【0022】a. 第1変形例

次に、上記実施例の第1変形例について説明する。この第1変形例においては、パワーステアリング用電気制御装置27が油圧センサ29a、29bからのブレーキ油圧PL、PRを表す検出信号に代えてアンチスキッド用電気制御装置17からのヨーレート制御作動信号YCを入力するとともに、図2のフローチャートに対応したプログラムに代えて図6のフローチャートに対応したプログラムを実行する。ヨーレート制御作動信号YCは、アンチスキッド制御に起因した左前後輪15a、15cと右前後輪15b、15dとの制動力差によって車両に発生したヨーレートを抑制するために、アンチスキッド用電気制御装置17がアンチスキッド用油圧制御装置16を制御中であることを表す信号である。すなわち、このヨーレート制御作動信号YCは左右前輪15a、15bの制動力差が所定値より大きいことを表す信号と同等なものである。なお、他の部分に関しては、上記実施例と同一である。

【0023】次に、上記のように構成した第1変形例の動作を図6のフローチャートに沿って説明する。パワーステアリング用電気制御装置27は図6のステップ100にてプログラムの実行を開始して、ステップ102aにて車速センサ28から車速Vを表す検出信号のみを入力し、ステップ104にて上記実施例の場合と同様に基準電流値 $I_0$ を決定する。次に、電気制御装置27は上記実施例と同様なステップ106の処理によりアンチスキッド作動信号ASに基づいてアンチスキッド装置が作動中であるかを判定する。

【0024】いま、アンチスキッド装置が作動中でなくてアンチスキッド作動信号ASがローレベル「0」であれば、パワーステアリング用電気制御装置27はステップ106にて「NO」と判定してプログラムをステップ204に進める。また、この変形例においては、アンチスキッド装置が作動中であっても、アンチスキッド用電気制御装置17からのヨーレート制御作動信号YCがヨーレート制御動作を表していない場合にも、ステップ

(5)

特開平8-183470

7

202における「NO」との判定の基にプログラムをステップ204に進める。ステップ204においては電流補正値 $\Delta I$ が「0」であるか否かを判定する。この電流補正値 $\Delta I$ は図示しない初期設定処理により「0」に設定されているので、ステップ204における「NO」との判定の基にプログラムをステップ206、112に進める。

【0025】ステップ206の処理は電流補正値 $\Delta I$  (=0)を基準電流値 $I_0$ に加算して制御電流値 $I$ を計算するものであり、ステップ112の処理は上記実施例と同様な反力可変機構25を制御電流値 $I$ に対応した操舵反力を発生するように制御するものである。したがって、アンチスキッド装置が作動しかつ左右前輪15a、15bの制動力差が所定値より大きくならない限り、操舵ハンドル22の回転操作に対する操舵反力(車両の操舵に必要な操舵トルク)は上記実施例の場合と同様に直速Vに応じてのみ制御されることになる。

【0026】一方、アンチスキッド装置が作動中でありかつ左右前輪15a、15bの制動力差が所定値より大きくなると(ヨーレート制御作動信号YCがヨーレート制御中であることを表すと)、ステップ106、202における「YES」との判定の基にプログラムをステップ208~212に進める。ステップ208の処理は電流補正値 $\Delta I$ を小さな正の所定値K、ずつ増加させるものであり、ステップ210、212の処理は電流補正値 $\Delta I$ の上限を所定の上限値 $I_{max}$ に制限するものである。アンチスキッド装置が作動中でありかつ左右前輪15a、15bの制動力差が所定値より大きい間、図7に示すように、電流補正値 $\Delta I$ は徐々に増加して上限値 $I_{max}$ まで達し、その後は前記上限値 $I_{max}$ に維持される。

【0027】また、前記電流補正値 $\Delta I$ を増加中又は上限値 $I_{max}$ に維持中、アンチスキッド装置が作動停止したり又は左右前輪15a、15bの制動力差が所定値より小さくなると(ヨーレート制御作動信号YCがヨーレート制御中であることを表さなくなると)、パワーステアリング用電気制御装置27はステップ106又はステップ202における「NO」との判定の基にプログラムをステップ204に進める。この場合には電流補正値 $\Delta I$ は「0」でないので、ステップ204にて「YES」と判定してプログラムをステップ214~218に進める。ステップ214の処理は電流補正値 $\Delta I$ を小さな正の所定値K、ずつ減少させるものであり、ステップ216、218の処理は電流補正値 $\Delta I$ の下限を「0」に制限するものである。アンチスキッド装置が作動中ではなく又は左右前輪15a、15bの制動力差が所定値より小さい限り、図7に示すように、電流補正値 $\Delta I$ は徐々に減少して「0」まで達して、その後は前記「0」に維持される。

【0028】そして、ステップ208~212、214

8

~218の処理後、ステップ206にて基準電流値 $I_0$ に電流補正値 $\Delta I$ を加算することにより制御電流値 $I$ を計算して、ステップ112にて同計算した制御電流値 $I$ に等しい制御電流を電磁バルブ26に出力する。電磁バルブ26は前述の場合と同様に反力可変機構25による操舵反力を供給された制御電流に応じて制御する。

【0029】これにより、第1変形例においても、アンチスキッド装置が作動中であって左右前輪15a、15bの制動力差が大きいときには、反力可変機構25によって付与される操舵ハンドル22の操作に対する操舵反力が軽減されて、直向の操舵に必要な操舵トルクも軽減される。この操舵反力及び操舵トルクの軽減の度合は、前記制動力差が大きくなるにしたがって増加する。また、操舵ハンドル22の操作に対する操舵反力の軽減の度合はアンチスキッド装置の作動開始から徐々に小さくなる。したがって、この第1変形例においても、上記実施例と同様な効果が期待される。

【0030】b. 第2変形例

次に、上記実施例の第2変形例について説明する。この第2変形例に係る装置は上記実施例の装置に加えて直向の旋回状態を検出するための横加速度センサ31を備え、同横加速度センサ31はパワーステアリング用電気制御装置27に接続されている。また、この第2変形例に係るパワーステアリング用電気制御装置27は上記実施例の図2のフローチャートに対応したプログラムに代えて図8のフローチャートに対応したプログラムを実行する。なお、他の部分に関しては、上記実施例と同一である。

【0031】次に、上記のように構成した第2変形例の動作を図8のフローチャートに沿って説明する。この図8のフローチャートは上記実施例のステップ104とステップ106の処理に間にステップ302の判定処理を追加した点を除けば、上記実施例の場合と同じである。ステップ302の処理は、横加速度センサ31から横加速度 $G_y$ を入力するとともに同横加速度 $G_y$ の絶対値 $|G_y|$ が所定値 $G_{y0}$ 未満であるか否かを判定して、車両が旋回状態にあるか否かを判定するものである。いま、車両が旋回状態になくて横加速度 $G_y$ の絶対値 $|G_y|$ が所定値 $G_{y0}$ 未満であれば、ステップ302にて「YES」と判定して上記実施例と同様にステップ106以降の処理を実行する。しかし、車両が旋回状態にあって横加速度 $G_y$ の絶対値 $|G_y|$ が所定値 $G_{y0}$ 以上であれば、ステップ302にて「NO」と判定して、プログラムを直接ステップ108以降の処理に進めてしまう。

【0032】したがって、この第2変形例においては直向が旋回状態になれば上記実施例と同様な動作をするが、車両が旋回状態にあれば制御電流値 $I$ を基準電流値 $I_0$ に強制的に設定してしまうので操舵反力(車両の操舵に必要な操舵トルク)の軽減制御が禁止される。その結果、上記実施例の効果に加えて、アンチスキッド装置が

(6)

特開平8-183470

9

作中であって左右前輪15a、15bの制動力差が大きくても、車両が旋回状態にあれば、操舵ハンドル22の操作に対する操舵反力(車両の操舵に必要な操舵トルク)が大きく保たれるので、車両の旋回トレース性の悪化が防止されて車両の操安性が良好になる。

【0033】c. 第3変形例

次に、上記実施例の第3変形例について説明する。この第3変形例に係る装置は、図9のフローチャートに示すように、上記第2変形例におけるステップ302の処理と同様なステップ304の処理と、新たなステップ306の処理とを上記実施例のステップ120とステップ122の間に挿入したものである。ステップ306の処理は第2電流補正值 $\Delta I_1$ に「1」より小さな正の係数 $\alpha$ を乗算して第2電流補正值 $\Delta I_1$ を減少させるものである。なお、他の部分に関しては、上記第2変形例と同一である。

【0034】この第3変形例によれば、車両が旋回状態になくて横加速度 $G_y$ の絶対値 $|G_y|$ が所定値 $G_{y0}$ 未満であれば、ステップ120の処理後のステップ304にて「YES」と判定して上記実施例と同様にステップ122以降の処理を実行する。しかし、車両が旋回状態にあって横加速度 $G_y$ の絶対値 $|G_y|$ が所定値 $G_{y0}$ 以上であれば、ステップ304にて「NO」と判定して、ステップ306にて第2電流補正值 $\Delta I_1$ を減少させる。したがって、この第3変形例においても車両が旋回状態になれば上記実施例と同様な動作をするが、アンチスキッド装置の作動によって左右前輪15a、15bに制動力差が発生していても、車両が旋回状態にあれば制動力差 $I$ を減少させて操舵反力の軽減制御が抑制される。その結果、この第3変形例においても、上記第2変形例の場合と同様に、アンチスキッド装置が作動中であって左右前輪15a、15bの制動力差が大きくても、車両が旋回状態にあれば、操舵ハンドル22の操作に対する操舵反力(車両の操舵に必要な操舵トルク)が大きく保たれるので、車両の旋回トレース性の悪化が防止されて車両の操安性が良好になる。

【0035】d. その他の変形例

なお、上記実施例、第2及び第3変形例においては、左右前輪15a、15bの制動力差に基づいて操舵反力を制御するようにしたが、左右前輪15a、15bと左右後輪15c、15dが通過する路面はほぼ同じであるので、左右後輪15c、15dの制動力差に基づいて操舵反力の制御を行うようにしてもよい。この場合、上記実施例、第2及び第3変形例における油圧センサ29a、29bに代えて、左右後輪15c、15d用のホイールシリンダ14c、14dに供給されるブレーキ油圧を検出する油圧センサを設けて、これらの油圧センサに検出されたブレーキ油圧を上記ブレーキ油圧PL、PRとして扱えばよい。また、左右前輪15a、15cと左右後輪15b、15dの制動力差に基づいて操舵反力を制御

10

するようにしてもよい。この場合には、各輪15a、15dのホイールシリンダ14a、14dに供給されるブレーキ油圧をそれぞれ検出して、これらから左右後輪15a、15cに対する各ブレーキ油圧と左右前輪15b、15dに対するブレーキ油圧の各平均値を上記ブレーキ油圧PL、PRとして扱えばよい。

【0036】また、第2及び第3変形例においては、横加速度センサ31により検出した横加速度 $G_y$ に基づいて車両の旋回状態を判定するようにしたが、横加速度センサ31に代えてヨーレートセンサ又はハンドル舵角センサを設け、ヨーレートセンサにより検出したヨーレート又はハンドル舵角センサにより検出したハンドル舵角が大きいとき、車両は旋回状態にあると判定するようにしてもよい。

【0037】さらに、上記実施例及び各変形例においては、制動液圧制御装置としてのアンチスキッド装置を搭載した車両について説明したが、本発明は、車両の挙動変化に 대응して左右輪の制動液圧を調整するような制動液圧制御装置を搭載した車両にも適用される。また、上記実施例及び各変形例においては、操舵ハンドルに付与されて車両を操舵するために必要な操舵トルクを調整する操舵トルク調整手段として反力可変機構25を用いた例について説明したが、この反力可変機構25に代えて、電動モータを借入操舵ハンドルの回転操作時に同モータの回転力により操舵ハンドルの回転をアシストするとともに、同電動モータによるアシスト力を調整することにより車両の操舵に必要な操舵トルクを調整する操舵トルク調整手段を利用できる。また、油圧式のパワーステアリング装置におけるパワーステアリングへの供給油圧を調整するようにした操舵トルク調整手段を利用することもできる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の実施例及び各変形例に係るブレーキ装置及びパワーステアリング装置の全体概略図である。

【図2】 上記実施例に係る図1のパワーステアリング用電気制御装置にて実行されるプログラムを表すフローチャートである。

【図3】 車速 $V$ に対する基準電流値 $I_0$ の変化特性を示すグラフである。

【図4】 第1制動力差 $\Delta P_1$ に対する第2制動力差 $\Delta P_2$ の変化特性を示すグラフである。

【図5】 (A)は上記実施例、第2及び第3変形例に係る第2電流補正值 $\Delta I_1$ の時間変化を示すグラフであり、(B)はヨーレート $\gamma$ 及び修正操舵量 $\delta$ の時間変化を示すグラフであり、(C)は左右輪のブレーキ油圧の時間変化を示すグラフである。

【図6】 上記実施例の第1変形例に係る図1のパワーステアリング用電気制御装置にて実行されるプログラムを表すフローチャートである。



特開平8-183470

(7)

11

12

【図7】 上記実施例の第1変形例に係る電流補正値 $\Delta I$ の時間変化を示すグラフである。

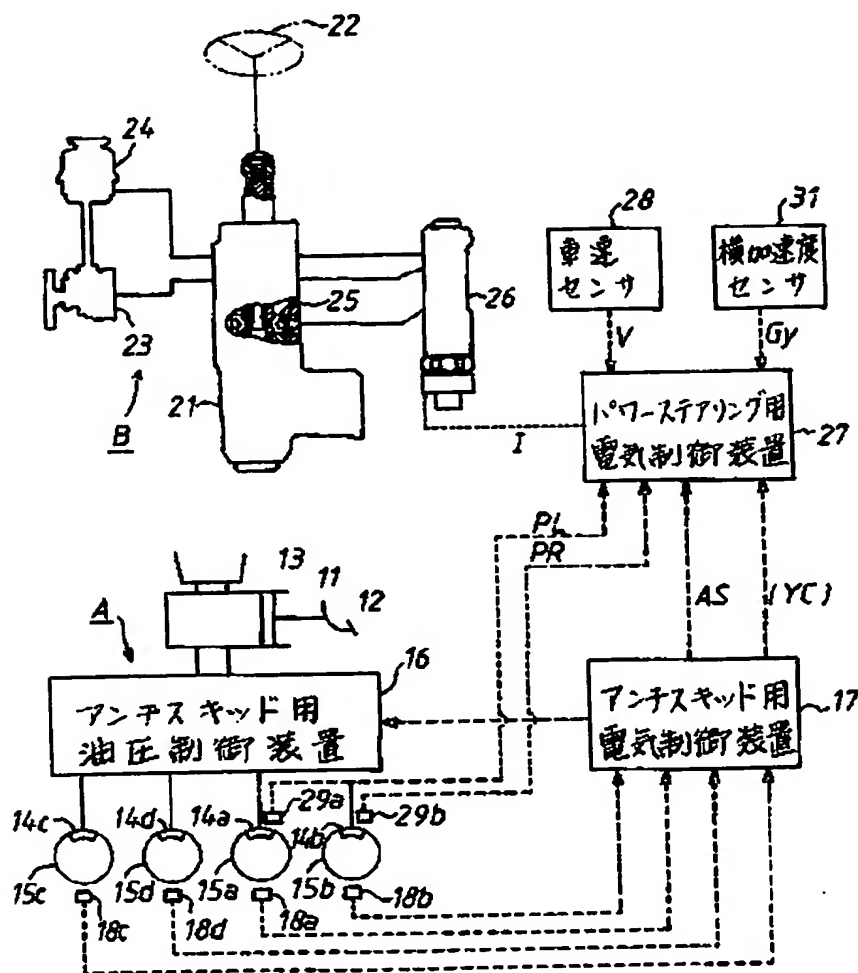
【図8】 上記実施例の第2変形例に係り図1のパワーステアリング用電気制御装置にて実行されるプログラムを表すフローチャートである。

【図9】 上記実施例の第3変形例に係り図1のパワーステアリング用電気制御装置にて実行されるプログラムを表すフローチャートである。

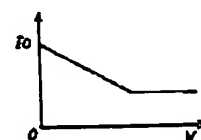
【符号の説明】

\* A…ブレーキ装置、B…パワーステアリング装置、11…マスタシリンダ、12…ブレーキペダル、14a～14d…ホイールシリンダ、15a～15d…直輪、16…アンチスキッド用油圧制御装置、17…アンチスキッド用電気制御装置、18a～18d…車輪速センサ、21…制御バルブ、22…操舵ハンドル、25…反力可変機構、26…電磁バルブ、27…パワーステアリング用電気制御装置、28…直進センサ、29a、29b…油圧センサ、31…横加速度センサ。

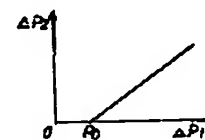
【図1】



【図3】



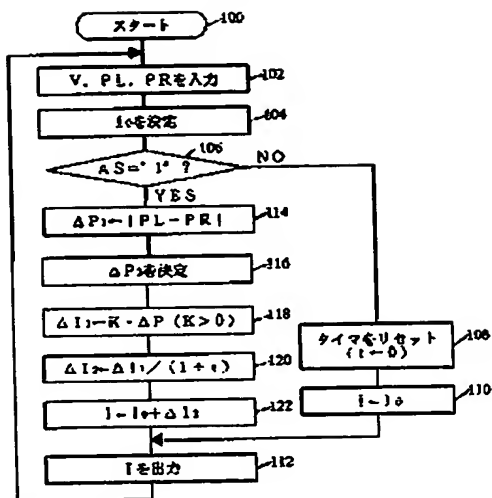
【図4】



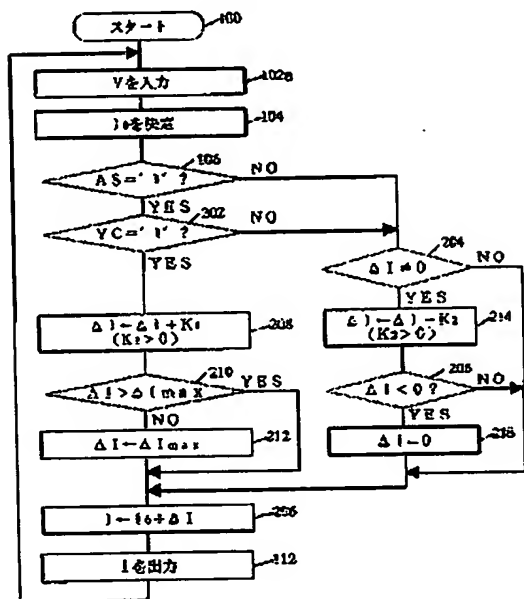
(8)

特開平 8-183470

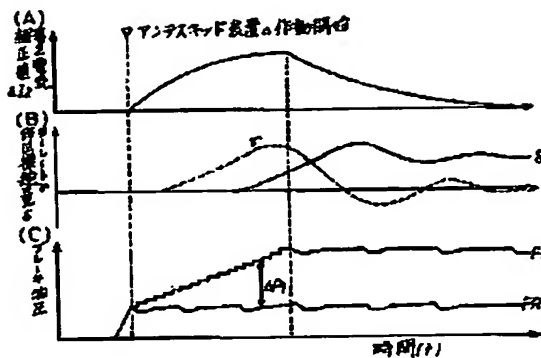
【図2】



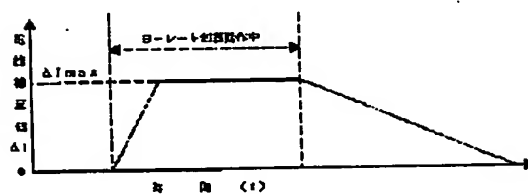
【図6】



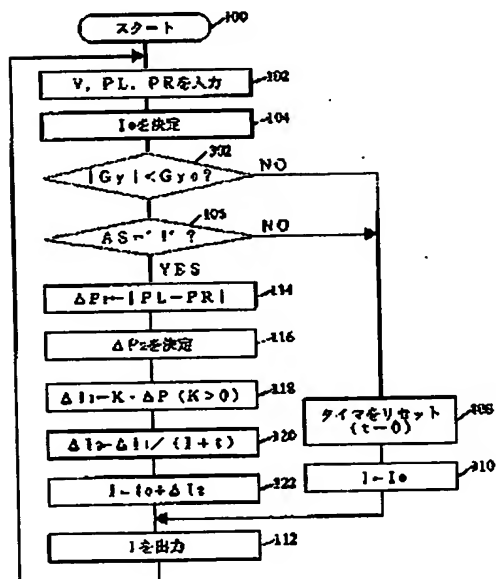
【図5】



【図7】



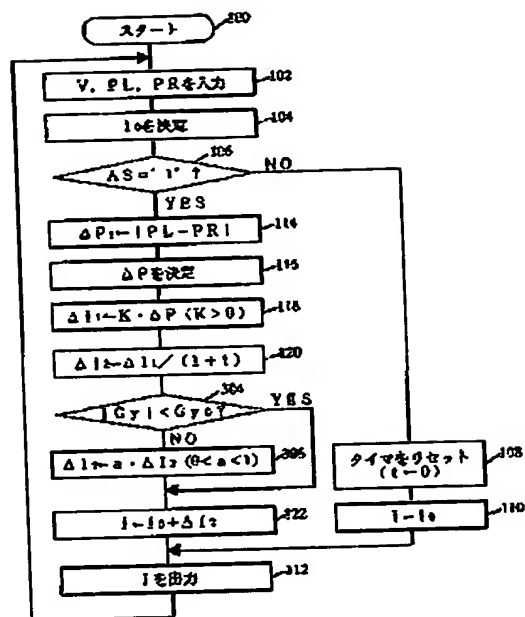
【図8】



(9)

特開平 8-183470

【図9】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.<sup>°</sup>

B 62 D 137:00

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所